

УДК 697.443

Э.Г.БРАТУТА, д-р техн. наук, О.В.КРУГЛЯКОВА, канд. техн. наук
Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»
Д.Х.ХАРЛАМПИДИ, канд. техн. наук
Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины, г.Харьков

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ РЕЖИМА ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ОТОПЛЕНИЯ ЖИЛЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Предлагается методика оценки температуры внутреннего воздуха в помещении при различных отклонениях от расчетного режима температур подачи теплоносителя в двухтрубной системе отопления.

В существующих положениях [1] о централизованном отоплении жилых помещений в качестве основной нормативной характеристики, определяющей режим подачи теплоносителя потребителю, принято количество теплоты, приходящееся на 1 м^2 жилой площади. Фактически по этому показателю производится расчет с населением за оказанные теплосетью услуги по отоплению. С таким подходом трудно не согласиться, но лишь в том случае, когда температуры «прямой» $t_w^{\text{пр}}$ и «обратной» $t_w^{\text{обр}}$ воды в системе отопления дома соответствуют требованиям графика качественного регулирования отопительной нагрузки [1]. При этом предполагается, что в помещении при этих параметрах теплоносителя должна установиться комфортная температура внутреннего воздуха, определяемая требованиями СНиП [2].

Однако в ряде распространенных случаев требования указанного нормативного документа [2] по тем или иным причинам не выполняются, а следовательно, не обеспечивается расчетная (комфортная) температура внутреннего воздуха $t_{\text{вн}}^{\text{р}}$, что отрицательно сказывается на тепловом режиме помещения.

Очевидно, в зависимости от состояния отопительных приборов, соответствия их поверхности теплоотдачи известным требованиям [2], состояния дверных и оконных проемов, а также качества наружных ограждений действительная температура внутри помещения $t_{\text{вн}}^{\text{д}}$ может заметно отличаться от ее нормативного значения $t_{\text{вн}}^{\text{р}}$.

Поэтому представляется целесообразной разработка такой методики оценки режима централизованного теплоснабжения жилых помещений, на основании которой вне зависимости от теплотехнической эффективности отопительных приборов и уровня теплозащиты ограждающих конструкций помещения можно объективно определить действительную температуру внутреннего воздуха $t_{\text{вн}}^{\text{д}}$ при заданной температуре наружного воздуха $t_{\text{н.в}}$ и действительных температурах «пря-

мой» и «обратной» воды в системе отопления.

При этом может оказаться, что даже в случае нормативного удельного количества теплоты (определяемого, например, по счетчику на узле ввода) температура воздуха $t_{\text{вн}}^{\text{Д}}$ остается ниже нормативной $t_{\text{вн}}^{\text{П}}$.

Известно [3], что равновесная температура в помещении $t_{\text{вн}}^{\text{Д}}$ устанавливается как следствие равенства количества теплоты $Q_{\text{в}}$, выделяемой внутри помещения, количеству теплоты $Q_{\text{п}}$, уходящему из помещения в окружающую среду в виде тепловых потерь.

При этом

$$Q_{\text{в}} = \alpha_{\text{п}} F_{\text{п}}^{\Phi} (t_{\text{п}}^{\text{Д}} - t_{\text{вн}}^{\text{Д}}), \quad (1)$$

где $\alpha_{\text{п}}$ – коэффициент теплоотдачи от поверхности нагревательного прибора к воздуху внутри помещения, Вт/(м² К); $F_{\text{п}}^{\Phi}$ – фактическая площадь теплообменной поверхности отопительных приборов, м²; $t_{\text{п}}^{\text{Д}}$ – действительная средняя температура поверхности нагревательного прибора, °С.

С достаточной для инженерных расчетов степенью точности величину $t_{\text{п}}^{\text{Д}}$ для двухтрубной системы отопления можно принять равной:

$$t_{\text{п}}^{\text{Д}} = 0,5 (t_{\text{вд}}^{\text{пр}} + t_{\text{вд}}^{\text{обр}}), \quad (2)$$

где $t_{\text{вд}}^{\text{пр}}$ и $t_{\text{вд}}^{\text{обр}}$ – действительные температуры «прямой» и «обратной» воды на узле ввода, °С.

С другой стороны,

$$Q_{\text{п}} = k F_{\text{о}} (t_{\text{в}}^{\text{Д}} - t_{\text{н.в}}), \quad (3)$$

где k – коэффициент теплопередачи от воздуха внутри помещения к наружному воздуху, Вт/(м² К); $F_{\text{о}}$ – площадь ограждающих конструкций помещения непосредственно контактирующих с наружным воздухом, м².

Приравнивая соотношения (1) и (3), получим

$$\alpha_{\text{п}} F_{\text{п}}^{\Phi} (t_{\text{п}}^{\text{Д}} - t_{\text{в}}^{\text{Д}}) = k F_{\text{о}} (t_{\text{в}}^{\text{Д}} - t_{\text{н.в}}). \quad (4)$$

При нормативном значении температуры внутреннего воздуха в помещении уравнение теплового баланса, аналогичное уравнению (4), будет

$$\alpha_{\text{п}} F_{\text{п}}^{\text{П}} (t_{\text{п}}^{\text{П}} - t_{\text{вн}}^{\text{П}}) = k F_{\text{о}} (t_{\text{вн}}^{\text{П}} - t_{\text{н.в}}), \quad (5)$$

где F_{π}^p – расчетная (нормативная) площадь поверхности теплообмена отопительных приборов помещения, m^2 ; t_{π}^p – средняя температура поверхности отопительного прибора при расчетных значениях температур воды t_{wp}^{np} и $t_{wp}^{обp}$, определяемых отопительным графиком качественного регулирования.

При этом

$$t_{\pi}^p = 0,5 (t_{wp}^{np} + t_{wp}^{обp}). \quad (6)$$

С большой степенью точности можно считать [3], что условия конвективного стационарного теплообмена между поверхностью отопительных приборов и внутренним воздухом, определяемые величиной α_{π} в уравнении (4) и условия теплопередачи между внутренним и наружным воздухом, определяемые величиной k , одинаковые как в случае, соответствующем уравнению (4), так и в случае, соответствующем уравнению (5).

Введя обозначение $\varphi = F_{\pi}^{\phi} / F_{\pi}^p$, из (4) и (5) получим соотношение для вычисления действительной температуры воздуха в помещении:

$$t_{\text{в}}^{\text{д}} = \frac{\varphi_{\pi}^{\text{д}} (t_{\text{вн}}^p - t_{\text{н.в}}) + t_{\text{н.в}} (t_{\pi}^p - t_{\text{вн}}^p)}{t_{\pi}^p - t_{\text{вн}}^p + \varphi (t_{\text{вн}}^p - t_{\text{н.в}})}. \quad (7)$$

В работе [4] для определения расчетных температур «прямой» и «обратной» воды при построении графика качественного регулирования отопительной нагрузки даны соотношения вида:

$$t_{wp}^{np} = t_{\text{вн}}^p + \Delta t' Q^{0,8} + 0,5 Q \theta; \quad (8)$$

$$t_{wp}^{обp} = t_{\text{вн}}^p + \Delta t' Q^{0,8} - 0,5 Q \theta, \quad (9)$$

где $\Delta t' = 0,5 (t_1 + t_2) - t_{\text{вн}}^p$; t_1 и t_2 – температуры «прямой» и «обратной» воды при расчетной минимальной температуре наружного воздуха $t_{\text{н.в.р}}$.

Принимая $t_{\text{вн}}^p = 18^{\circ}\text{C}$, имеем

$$\Delta t' = 0,5 (95 + 70) - 18 = 64,5^{\circ}\text{C}. \quad (10)$$

В соответствии с [4] величина Q находится как:

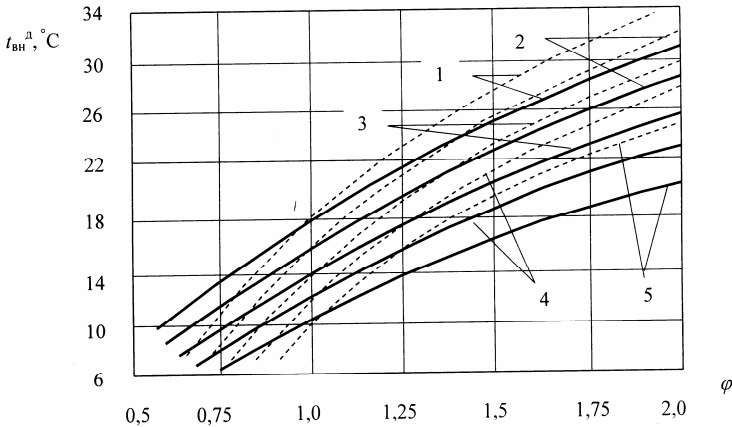
$$Q = \frac{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{н.в}}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{н.в.р}}}. \quad (11)$$

Значение $t_{\text{н.в.р}}$ принимается по СНиП [5], например, для г.Харькова $t_{\text{н.в.р}} = -23^{\circ}\text{C}$.

Величина θ , по данным работы [4], равна $\theta = t_1 - t_2 = 95 - 70 = 25^{\circ}\text{C}$.

Таким образом, с помощью соотношений (8)-(11) и допущений (6), а также при наличии результатов измерений температур $t_{\text{вд}}^{\text{пр}}$ и $t_{\text{вд}}^{\text{обр}}$, например по данным штатных замеров на узле ввода, можно по уравнению (7) определить действительную температуру воздуха внутри отапливаемого помещения.

На рисунке представлены результаты расчета температуры $t_{\text{вн}}^{\text{д}}$ по уравнению (7).



Изменение температуры внутреннего воздуха $t_{\text{вн}}^{\text{д}}$ в зависимости от параметра φ
1 – при $\Delta t = 0$ °C; 2 – $\Delta t = 5$ °C; 3 – $\Delta t = 10$ °C; 4 – $\Delta t = 15$ °C; 5 – $\Delta t = 20$ °C.

В качестве примера величина $t_{\text{вн}}^{\text{д}}$ дана в функции коэффициента φ при двух значениях $t_{\text{н.в}} = -23$ °C (пунктирные линии) и $t_{\text{н.в}} = -10$ °C (сплошные линии). В качестве параметра кривых использовалась величина Δt , равная отклонению температур «прямой» $t_{\text{w}}^{\text{пр}}$ и «обратной» $t_{\text{w}}^{\text{обр}}$ воды на узле ввода от величин 95 °C и 70 °C, соответственно в сторону их уменьшения. Например, при $\Delta t = 0$ и $\varphi = 1$ при температурах -23 °C и -10 °C из рисунка видно, что расчетная температура внутри помещения, соответствует ее нормативному комфортному уровню $t_{\text{вн}}^{\text{п}} = 18$ °C.

Таким образом, поскольку одно и то же количество теплоты $Q_{\text{в}}$ можно подать в помещение при снижении температуры теплоносителя и увеличении его расхода (что, естественно, не обеспечивает санитарных норм отопления), то величина $Q_{\text{в}}$ может быть мерой при оплате населением услуг теплосети лишь при условии нормативного уровня температур подачи теплоносителя на узле ввода.

При соответствующей доработке официальных регламентных положений о корректировке оплаты услуг теплосети при отклонении температур теплоносителя от расчетных его значений целесообразно использовать предложенное в настоящей статье уравнение (7), объективно отражающее все факторы, определяющие режим работы централизованного отопления.

1.СНиП 2.04.07-86*. Тепловые сети. – М.: Минстрой России, 1994.

2.СНиП 2.04.05-91. Отопление, вентиляция, кондиционирование. – К., 1996.

3.Маляренко В.А., Редько А.Ф., Чайка Ю.И. Поволочко В.Б. Техническая теплофизика ограждающих конструкций и сооружений / Под общ. ред. В.А.Маляренко. – Харьков: Рубикон, 2001. – 280 с.

4.Сакун И. А. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение, 1987. – 460 с.

5.СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика. Госстрой СССР. – М.: Стройиздат, 1983.

Получено 22.11.2004

УДК 697.34

С.Ю.АНДРЕЕВ, канд. техн. наук

КП «Харьковские тепловые сети»

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТОИМОСТИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА РЕЗУЛЬТАТЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ОТОПИТЕЛЬНЫМИ КОТЕЛЬНЫМИ

Рассматривается программное обеспечение для решения задачи оптимального управления отопительной котельной. Исследуется влияние цены электроэнергии на результаты решения этой задачи.

Работа посвящена актуальной тематике экономии топливно-энергетических ресурсов за счет применения компьютерных технологий при решении задач оптимального управления. В качестве примера рассматривается зависимая система теплоснабжения, схема которой представлена на рис.1. Система состоит из отопительной котельной (ОК), тепловой сети (ТС) и теплораспределительных станций (ТРС).

Цель работы – при заданной нагрузке на котельную Q , МВт, найти распределение этой нагрузки между отдельными котлами (т.е. величины Q_i , МВт, $i=\overline{1, n}$, где n – количество котлов на котельной), обеспечивающее минимум суммарных потерь N в системе теплоснабжения (СТ) в стоимостном исчислении. В нашем случае $n=5$.

Прежде чем приступить к разработке математической модели процессов, протекающих в указанной СТ, рассмотрим некоторые технологические особенности, присущие выбранной схеме (рис.1). Так,